

## ⑫ 公開特許公報 (A)

平1-114623

⑯ Int.Cl.<sup>4</sup>F 23 R 3/00  
3/34

識別記号

厅内整理番号  
A-7616-3G  
7616-3G

⑬ 公開 平成1年(1989)5月8日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全10頁)

⑭ 発明の名称 ガスター・ビン燃焼器

⑮ 特願 昭62-270576

⑯ 出願 昭62(1987)10月27日

⑰ 発明者 岡本 浩明 神奈川県横浜市鶴見区末広町2-4 株式会社東芝京浜事業所内

⑰ 発明者 高原 健司 神奈川県横浜市鶴見区末広町2-4 株式会社東芝京浜事業所内

⑰ 発明者 前田 福夫 神奈川県横浜市鶴見区末広町2-4 株式会社東芝京浜事業所内

⑰ 出願人 株式会社東芝 神奈川県川崎市幸区堀川町72番地

⑰ 代理人 弁理士 波多野 久 外1名

## 明細書

## 1. 発明の名称

ガスター・ビン燃焼器

## 2. 特許請求の範囲

1. 燃焼器ライナ内に形成される燃焼室を、第1段燃料と空気とを混合燃焼させる第1段燃焼域とこの第1段燃焼域の下流側に形成される第2段燃焼域とに区画し、上記第2段燃焼域に空気と第2段燃料の燃料稀薄な予混合気を注入する予混合気噴出口を燃焼器ライナに設けたガスター・ビン燃焼器において、前記第1段燃焼域に水蒸気または水を注入させる噴射ノズルを設けたことを特徴とするガスター・ビン燃焼器。

2. 燃焼器ライナは外壁内に収容され、この燃焼器ライナのヘッド側外壁の中央部に第1段燃料供給用の第1段燃料ノズルと、水蒸気または水が供給されるヘッダと、第2段燃料が供給される第2段燃料ヘッダとを同心状に配設し、上記水蒸気

または水ヘッダに複数の噴射ノズルが、前記第2段燃料ヘッダに複数の第2段燃料ノズルがそれぞれ設けられた特許請求の範囲第1項に記載のガスター・ビン燃焼器。

3. 燃焼器ライナと外壁との間の燃焼器ライナのヘッド側に予混合ケーシングを設けて内部に予混合室を形成し、この予混合室内で第2段燃料と圧縮空気とが燃料稀薄に予混合せしめられた特許請求の範囲第1項に記載のガスター・ビン燃焼器。

4. 水蒸気または水の噴射ノズルは燃焼器ライナの外壁側に形成されるヘッド空間内に開口し、そのノズル口は圧縮空気を第1段燃焼域内に噴射させるスワラーに向って開口せしめられた特許請求の範囲第2項に記載のガスター・ビン燃焼器。

5. 第1段燃料流量、第2段燃料流量および水蒸気または水の流量を、ガスター・ビン回転数や負荷に応じてそれぞれ制御する制御演算器を備え、この制御演算器によって水蒸気または水の流量が第1段燃料流量と関連して調節制御される特許請求の範囲第1項に記載のガスター・ビン燃焼器。

6. 制御演算器は、水蒸気または水の流量調節弁を制御する流量制御部と、全燃料流量調節弁およびその下流側の燃料分配装置をそれぞれ制御する燃料流量制御部とを有する特許請求の範囲第5項に記載のガスタービン燃焼器。

7. 制御演算器は、第1段燃料流量を全燃料流量の1/10以上に、また、第2段燃料と空気の予混合気の当量比を0.6以下に、水蒸気または水の流量を第1段燃料流量の2.5倍以下に制御した特許請求の範囲第5項に記載のガスタービン燃焼器。

### 3. 発明の詳細な説明

#### (発明の目的)

#### (産業上の利用分野)

この発明は、ガスタービンプラントやコンバインドサイクル発電プラントに組み込まれるガスタービン燃焼器に係り、特に、ガスタービン排気ガス中に含まれるNO<sub>x</sub>濃度を低減させたガスタービン燃焼器に関する。

燃焼する中で、燃料と空気との当量比が1近傍となって断熱火炎温度に近い高温で燃焼せしめられるためである。

発生するNO<sub>x</sub>の低減法として、ガスタービン燃焼器内に水蒸気を注入する方式が知られている。この方式は、ガスタービン燃焼器の頭部から燃料を注入して拡散燃焼させる1段の燃焼器において、燃料ノズル近傍から水蒸気を注入し、拡散燃焼中の燃焼ガスの温度を低下させることによってNO<sub>x</sub>の発生を抑制する方式である。

第10図は、NO<sub>x</sub>の発生を抑制させるガスタービン燃焼器(1段燃焼器)の概略構造を示す縦断面図である。このガスタービン燃焼器1は、燃料ノズル2から燃焼器ライナ(内筒)3内の拡散燃焼域4に燃料aを噴射させる一方、水蒸気噴射ノズル5から噴出される水蒸気bを図示しないコンプレッサからの圧縮空気cと予め混合させ、この混合流体を燃焼器ライナ3の頭部に設けたスワラー6を通して拡散燃焼域4に注入し、この拡散燃焼域4で燃料と混合気を拡散混合させ、燃焼さ

#### (従来の技術)

ガスタービンプラントやコンバインドサイクル発電プラントには、ガスタービン燃焼器が組み込まれており、このガスタービン燃焼器にて燃焼せしめられた燃焼ガスをガスタービンに案内してガスタービンを駆動させるようになっている。この種のガスタービンではタービン入口温度を上昇させるとタービン熱効率が向上することが知られており、タービン熱効率を向上させるためにタービン入口温度すなわちガスタービン燃焼器の出口温度の上昇が図られている。

ガスタービン燃焼器の燃焼ガス温度は、ガスタービンや燃焼器材料の耐熱限界によって制約を受けたり、ガスタービン燃焼器におけるNO<sub>x</sub>(窒素酸化物)対策上、無制限に高くすることができない。

ガスタービン燃焼器のNO<sub>x</sub>発生の主な要因は、ガスタービン燃焼器内における燃焼ガスの局所的な高温化が挙げられる。NO<sub>x</sub>の発生は、ガスタービン燃焼器内部で燃料と空気とが拡散混合して

せている。拡散燃焼による燃焼ガスはトランジションビースト7を通って図示しないガスタービンに供給され、このガスタービンを駆動させた後、直接あるいは排熱回取ボイラを通って大気中に排気ガスとして放出されるようになっている。

また、NO<sub>x</sub>を低減させる他のNO<sub>x</sub>低減方法に稀薄予混合燃焼方式が知られている。この稀薄予混合燃焼方式は、供給燃料を理論的に必要とする以上の空気と混合させて予混合気を稀薄均一化し、予混合燃焼を行なわせて局所的高温部分の発生防止を図り、NO<sub>x</sub>の発生を抑制する方式である。

しかし、この稀薄予混合燃焼方式は、燃料稀薄な予混合気を用いるため燃料の燃焼が不安定である。このため、燃焼器ライナ内に形成される燃焼室を2段の燃焼域に区画し、燃焼の安定化を図った2段予混合燃焼方式を採用したガスタービン燃焼器がある。この2段予混合燃焼器は上流側第1段燃焼域を高温ガス域として少量の第1段燃料を用いて安定した火炎を形成し、この高温燃焼ガス

によって燃えにくい第2段燃焼域の稀薄予混合気を安定的に燃焼させている。

ところが、前記2段予混合燃焼器においても、第1段燃焼域は拡散燃焼または拡散燃焼に近い燃焼をさせる必要があるために、1段のガスターピン燃焼器（以下、1段燃焼器という。）と同程度のNO<sub>x</sub>が発生し、NO<sub>x</sub>発生量の低減化に対し限界があった。

この2段予混合燃焼方式を採用したガスターピン燃焼器の第1段および第2段燃焼域への燃料配分は、第11図（A）に示すように行なわれ、このときのNO<sub>x</sub>濃度値は第11図（B）に示すように表わされる。破線は水蒸気噴射のない1段燃焼器の場合を示している。第11図（A）および（B）からガスターピン燃焼器で発生するNO<sub>x</sub>濃度値は、第1段燃料流量配分にほぼ相似する特性を有する。

#### （発明が解決しようとする問題点）

ガスターピン燃焼器のNO<sub>x</sub>低減方法としての水蒸気注入方式は、全燃料流量に関連して水蒸

はコンバインドサイクル発電プラントでは燃焼ガス中の有害成分であるNO<sub>x</sub>を低減させるために大型の脱硝装置を設ける必要があり、脱硝装置の大型化によるコストアップの要因となる等の問題があった。

この発明は、上述した事情を考慮してなされたもので、NO<sub>x</sub>の発生量を大幅に低減させるとともに、プラント効率の低下を最少限に維持することができるガスターピン燃焼器を提供することを目的とする。

この発明の他の目的は、NO<sub>x</sub>の低減により脱硝装置を小型化したり、あるいは不要にでき、コストダウンを図れるガスターピン燃焼器を提供するにある。

#### （発明の構成）

##### （問題点を解決するための手段）

この発明に係るガスターピン燃焼器は、燃焼器ライナ内に形成される燃焼室を、第1段燃料と空気とを混合燃焼させる第1段燃焼域とこの第1段燃焼域の下流側に形成される第2段燃焼域とに

気量が決定されるため水蒸気量が多く、また、水蒸気中に含まれる不純物によりNO<sub>x</sub>以外の有害物質を生成したり、ターピンブレードなどを腐食させるおそれがあるため、不純物を取り除いた純水から水蒸気を生成しなければならず、水蒸気の生成が高価なものとなったり、また、ガスターピン燃焼器に注入された水蒸気は、蒸気ターピンのように蒸気として有効な仕事をすることなく、排気ガスの一部として大気中に放出される。他方、ガスターピンと蒸気ターピンとを組み合せたコンバインドサイクル発電プラントでは、水蒸気噴射によりプラント効率が相対的に約1%低下する。

また、2段予混合燃焼器では、水蒸気噴射を行なわないので水蒸気噴射に伴うプラント効率を低下させることなく、NO<sub>x</sub>発生量の低減化を図ることができる。

しかし、この2段予混合燃焼器においては、燃焼器ライナ内の第1段燃焼域で発生するNO<sub>x</sub>の低減化を図る方法がないために、今後、NO<sub>x</sub>発生量をより一層低減させる上で問題があり、例え

区画し、上記第2段燃焼域に空気と第2段燃料の燃料稀薄な予混合気を注入する予混合気噴出口を燃焼器ライナに設けたガスターピン燃焼器において、前記第1段燃焼域に水蒸気または水を注入させる噴射ノズルを設けたことを特徴としたものである。

#### （作用）

このガスターピン燃焼器は、燃焼器ライナ内に形成される燃焼室内の第1段燃焼域に水蒸気が注入されるため、燃焼室内の拡散燃焼部に局所的高温部の発生を防止してNO<sub>x</sub>発生量を大幅に低減させるとともに、第1段燃焼域の下流側に第2段燃焼域を形成し、この燃焼域には燃料稀薄な予混合気を注入させるので、NO<sub>x</sub>の発生がほとんどない稀薄予混合燃焼域が第2段燃焼域に安定的に形成される。このため、従来の2段予混合方式を採用したガスターピン燃焼器に比べ、NO<sub>x</sub>排出量を大幅に低減させることができる。

また、第1段燃焼域に水蒸気または水を注入するため、プラント効率は若干低下するが、水蒸

気または水の注入量は、全燃料流量に対してではなく、第1段燃料流量に関連させて決定されるので、従来の1段のガスタービン燃焼器に注入される水蒸気量に比べて例えば1/3以下と著しく少なくなるので、プラント効率の低下も従来の1段ガスタービン燃焼器に較べ1/3~1/5にすることができ、プラント効率がほとんど低下しない状態で運転できる。

(実施例)

以下、この発明に係るガスタービン燃焼器の一実施例について添付図面を参照して説明する。

第2図および第3図はこの発明に係る2段予混合燃焼方式を採用したガスタービン燃焼器10をガスタービンプラント11に組み込んだ例を示しており、このガスタービンプラント11はガスタービン12と同軸に設けられたコンプレッサ13の駆動により吐出された圧縮空気をガスタービン燃焼器10に案内し、このガスタービン燃焼器10の燃焼器ライナ14内に形成される燃焼室15で燃料とともに燃焼させ、その燃焼ガスをトラン

燃焼室15が、燃焼器ライナ14と外壁20との間に環状の圧縮空気Cの流路21がそれぞれ形成される。この流路21を通ってコンプレッサ13からの圧縮空気が案内される。燃焼室15内は上流側の第1段燃焼域Aとこの燃焼域下流側の第2段燃焼域Bとに区画される。外壁20は第3図に示すように筒状ケーシングであっても、他の構造や形状であってもよい。

また、燃焼器ライナ14の頭部側の外壁20には、第1段燃料ノズル23が中央部に設けられ、その外周側に水蒸気(または水)用蒸気ヘッダ24と第2段燃料ヘッダ25がほぼ同心円状に形成される。第1段燃料ノズル23は燃焼器ライナ14のヘッド部まで延びて終端し、第1段燃焼域Aにノズル口から第1段燃料a<sub>1</sub>を拡散して噴射せりようになっている。

一方、蒸気ヘッダ24には第2図に示すように蒸気供給管26を通して水蒸気(水でもよい。)が供給されるようになっており、供給される水蒸気量は蒸気供給管26の途中に設けられた流量

シジョンピース16を経てガスタービン12に供給し、このガスタービン12を駆動させて仕事をし、発電機17を回転駆動させるようになっている。

ガスタービン12で仕事をした燃焼ガスは、脱硝装置18を経て煙突19から排気ガスとして大気中に放出されるようになっている。この場合、排気ガス中に含まれるNO<sub>x</sub>等の排出量を大幅に軽減できるので、現在の環境基準では、脱硝装置の小型化が図れ、必要に応じて全く不要となる。ガスタービン燃焼器10がコンバインドサイクル発電プラントに組み込まれる場合には、ガスタービン12の下流側に図示しない排熱回収ボイラが備えられ、この排熱回収ボイラにより排気ガス中の排熱を利用して蒸気タービンプラント(図示省略)を駆動させる蒸気を発生させるようになっている。

一方、ガスタービン燃焼器10は、第1図に示すように外壁20内に燃焼器ライナ14が内筒として収納されており、この燃焼器ライナ14内に

調節弁27にて流量調節される。この流量調節弁27は制御演算器28の蒸気流量制御部29aからの水蒸気流量制御信号eによりコントロールされる。

また、蒸気ヘッダ24には複数の噴射ノズル30が設けられており、この噴射ノズル30のノズル口は燃焼器ライナ14の外壁20側ヘッド空間31内のスワラー32に向って噴射されるよう指向されている。スワラー32は第1段燃料ノズル23の自由端側で燃焼器ライナ14のヘッド部との間に設けられ、ヘッド空間31内に噴射された水蒸気はここで圧縮空気と混合され、混合流体となってスワラー32および燃焼器ライナ14の頭部に形成される冷却空気孔(図示せず)により第1段燃焼域Aに渦流をなして噴射される。

他方、第2段燃料ヘッダ25には第2段燃料管34を介して第2段燃料a<sub>2</sub>が供給され、供給された第2段燃料a<sub>2</sub>は、複数の第2段燃料ノズル35から予混合室36内に噴射されるようになっている。予混合室36は第2段燃料ノズル35側

に開口する例えは8本の角筒状あるいは円筒状の予混合ケーシング37により燃焼器ライナ14と外壁20との間に形成され、第2段燃料a<sub>2</sub>はこの予混合室36内でコンプレッサ13からの圧縮空気cと予混合され、燃料稀薄な予混合気dが作られる。この予混合気dは、燃焼器ライナ14内の第2段燃焼域Bに向って臨む複数の予混合気噴出口38を通って噴射され、逆火現象を防止するとともに、第2段燃焼域B内で稀薄予混合燃焼させるようになっている。予混合室36は燃焼器ライナ14の周りに環状のアニュラス室としてもよい。

ところで、第1段燃料ノズル23および第2段燃料ノズル35に燃料を供給する燃料系統40には第2図に示すように全燃料流量調節弁41および燃料分配装置42が配置される。上記全燃料流量調節弁41および燃料分配装置42は制御演算器28の燃料流量制御部29bから燃料制御信号f, gを入力して制御される。このうち、燃料分配装置42は第1段燃料a<sub>1</sub>と第2段燃料a<sub>2</sub>と

回転数信号iおよびガスタービン排気温度検出器47からのガスタービン排気温度検出信号mおよび第1段燃料流量計48からの第1段燃料流量信号nが入力されて内部演算が行なわれ、全燃料流量制御信号fと燃料分配制御信号gをそれぞれ全燃料流量調節弁41および燃料分配装置42に出力するようになっている。

さらに、制御演算器28の蒸気流量制御部29bには、負荷設定信号kおよび第1段燃料流量信号nが入力されて、適正な水蒸気(または水)流量を演算し、水蒸気の流量調節弁27に流量制御信号eを出力し、流量調節弁27の作動制御を行なっている。

制御演算器28の蒸気流量制御部29aには、負荷設定信号kに対し、予め決められた水蒸気流量/第1段燃料流量比の設定値が組み込まれており、蒸気流量制御部29aはその設定値に対して第1段燃料流量信号nを乗算することにより水蒸気量を演算して流量制御信号eを出力し、水蒸気流量bを制御するようになっている。

を目的に分配しており、分配された第1段および第2段燃料a<sub>1</sub>, a<sub>2</sub>はそれぞれの燃料供給管43, 34を通って第1段および第2段燃料ノズル23, 35に送られるようになっている。

しかし、第1段燃料ノズル23や第2段燃料ノズル35から第1段燃焼域Aおよび第2段燃焼域Bに送られ、ここで燃焼した燃焼ガスは、燃焼器ライナ14の周壁に形成された複数の冷却空気孔(図示せず)や希釈空気孔45から供給されるライナ冷却空気iおよび希釈空気jと混合し、燃焼器ライナ14の後端から流出し、トランジションピース16を通ってガスタービン12に案内されるようになっている。

また、ガスタービン燃焼器10の制御系統は、第2図に示すように構成され、制御演算器28は水蒸気の流量調節弁27や燃料流量調節弁41を作動制御するようになっている。制御演算器28の燃料流量制御部29bには、図示しないタービンプラントの負荷設定器からの負荷設定信号k、ガスタービン回転数検出器46からのガスタービ

ン回転数信号iおよびガスタービン排気温度検出器47からのガスタービン排気温度検出信号mおよび第1段燃料流量計48からの第1段燃料流量信号nが入力されて内部演算が行なわれ、全燃料流量制御信号fと燃料分配制御信号gをそれぞれ全燃料流量調節弁41および燃料分配装置42に出力するようになっている。

2段予混合燃焼方式を採用したこのガスタービン燃焼器10は、第1段燃焼領域Aに水蒸気bを適量かつ均一に分布させて注入し、局所的な高温燃焼域の発生を抑制してNO<sub>x</sub>を低減させたものである。

第4図はガスタービン燃焼器10の内筒しての燃焼器ライナ14内の燃焼ガスによる局所最高温度分布を示すものである。第4図において、実線で示す温度分布曲線Dは、この発明のガスタービン燃焼器10の例を示し、破線で示す温度分布曲線Eは蒸気注入無しの2段予混合燃焼方式を採用したガスタービン燃焼器の例を示している。また、一点鎖線で示す温度分布曲線Fは、1段燃焼器としてのガスタービン燃焼器に水蒸気を注入した例を、二点鎖線は水蒸気を注入しない場合の温度分布曲線Gをそれぞれ示す。これらの温度分布曲線D, E, F, Gから、2段予混合燃焼方式を採用したガスタービン燃焼器10の第1段燃焼領域Aに水蒸気を注入した場合、燃焼ガス温度分布がな

めらかで、かつ燃焼ガス温度が最も低いことがわかる。

また、第5図は、2段予混合燃焼方式を採用したガスタービン燃焼器10における第1段燃料流量 $a_1$ の制限を説明するものである。

予混合室36に供給される第2段燃料 $a_2$ と圧縮空気 $c$ の予混合気 $d$ の当量比を0.6以下とした場合のトレンドを示す。ここに(当量比=燃空比÷理論燃空比)であり、燃空比は燃料流量を空気流量で割った値である。第5図から、 $NO_x$ 濃度は、第1段燃料流量 $a_1$ にほぼ比例して増加し、また水蒸気流量/第1段燃料流量比(以下、この流量比を $S/F_1$ 比という。)を増加させるほど $NO_x$ 濃度が減少する。しかし、 $S/F_1$ 比を増加させていくと燃焼不安定点 $X$ が第1段燃料流量 $a_1$ の多い側に移行していき、第1段燃料流量 $a_1$ /全燃料流量 $a$ の比率がほぼ0.1に漸近する燃焼不安定境界線をもつことがわかる。したがって、この第5図から、2段予混合燃焼方式を採用したガスタービン燃焼器10の第1段燃料流量

$a_1$ は、全燃料流量の1/10以上であることが要求される。

第6図は、ガスタービン燃焼器の第1段燃料流量 $a_1$ と $NO_x$ 濃度を一定に保ったとき、予混合気 $d$ の当量比と水蒸気注入量の関係を実線Hで、プラント効率との関係を破線Iでそれぞれ示す。第6図から、予混合気 $d$ の当量比が0.6以下であれば、予混合燃焼領域(第2段燃焼領域B)で発生する $NO_x$ 量は無視できる程度に少ないので、水蒸気は拡散燃焼域での $NO_x$ 低減のためだけに注入すればよい。予混合気 $d$ の当量比が0.6以上では、予混合燃焼領域Bからも $NO_x$ が急増して行くため、 $NO_x$ 濃度を一定にするためには、さらに多量の水蒸気を予混合燃焼領域Bに注入する必要がある。このように、予混合気 $d$ の当量比が0.6以上ではプラント効率が急激に低下することがわかる。

また、第7図は水蒸気流量の制限値を説明するもので、実線Jは $NO_x$ 濃度と水蒸気流量/第1段燃料流量( $S/F_1$ 比)の関係を、破線Kは燃

焼効率と $S/F_1$ 比の関係をそれぞれ示す。この第7図から、水蒸気流量を増加させていくと、 $NO_x$ の発生量は減少していくが、水蒸気流量が第1段燃料流量 $a_1$ の2.5倍以上( $S/F_1 \geq 2.5$ )の質量流量比に達すると、燃焼効率が急激に悪化する。この現象は2段予混合燃焼器および1段燃焼器の場合にもほぼ共通する特性である。このことから、この発明のガスタービン燃焼器においては、水蒸気流量を第1段燃料流量 $a_1$ に対して2.5倍以下の質量流量に制御することが望ましい。

次に、水蒸気流量の絶対量と $NO_x$ の濃度との関係を、1段燃焼器と2段予混合燃焼器とで比較した実験による特性曲線を第8図に示す。この発明によるガスタービン燃焼器10においては、実線Jで示すように、 $NO_x$ 濃度を破線Mで示す従来の1段燃焼器の1/3程度に低減できることがわかる。また、従来の1段のガスタービン燃焼器で水蒸気噴射をした場合に比べて水蒸気流量は約1/3程度に減少されているため、プラント効率

の低下がごくわずかなものとなる。

このガスタービン燃焼器10においては、全燃料流量に対する第1段燃料流量比率や第2段燃料による予混合気の当量比、水蒸気流量について限られた条件があるため、第1段および第2段燃料流量や水蒸気流量をガスタービンの各負荷に基づき、制御演算器28によって適正に制御する必要がある。第9図(A)はガスタービン燃焼器の運転の際、ガスタービン負荷に対して制御演算器28に組込まれた第1段燃料流量 $a_1$ 、全燃料流量 $a$ および水蒸気流量 $b$ の各変化を実線O、Pおよび破線Qで示すものであり、各流量 $a_1$ 、 $a$ 、 $b$ が第9図(A)のように制御された場合のガスタービン燃焼器10の $NO_x$ 濃度分布曲線Rを第9図(B)に示す。第9図(B)において、破線Sは1段燃焼器で水蒸気噴射を行なった場合を示し、一点鎖線Tは2段予混合燃焼器において水蒸気噴射を行なわない場合の $NO_x$ 濃度をそれぞれ示している。

なお、この発明に係るガスタービン燃焼器は、実施例に限定されることなく、発明の精神を逸脱

しない範囲で種々の変形が考えられる。特に、外壁や予混合ケーシングの形状や構造は種々の変形が可能である。

また、このガスタービン燃焼器は種々のタイプのガスタービンプラントやコンバインドサイクル発電プラントに適用することができる。

#### (発明の効果)

以上に述べたようにこの発明に係るガスタービン燃焼器においては2段予混合燃焼方式を採用し、第1段燃焼域に噴射ノズルにより水蒸気または水を噴射させて混合燃焼させるように形成し、かつ第1段燃焼域下流側の第2段燃焼域に燃料稀薄な予混合気を注入するようにしたから、 $NO_x$ 発生量を従来の1段燃焼器や2段予混合燃焼器に比べ大幅に低減させることができ、 $NO_x$ 濃度を低減させてもプラント効率の低下を最少限に抑えることができる。

また、このガスタービン燃焼器では $NO_x$ の発生量を大幅に低減させることができるので、タービンプラントに設けられる脱硝装置の小型化が図

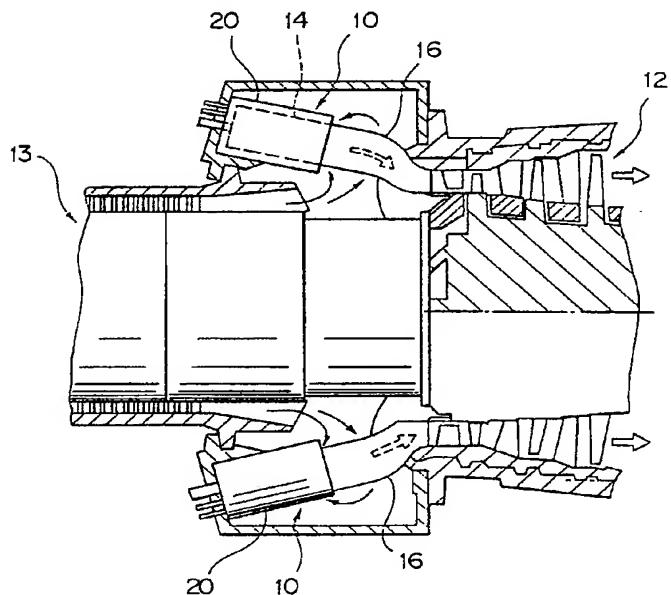
れ、また不要にすることができるので、大幅なコストダウンを図ることができ等の効果を有する。

#### 4. 図面の簡単な説明

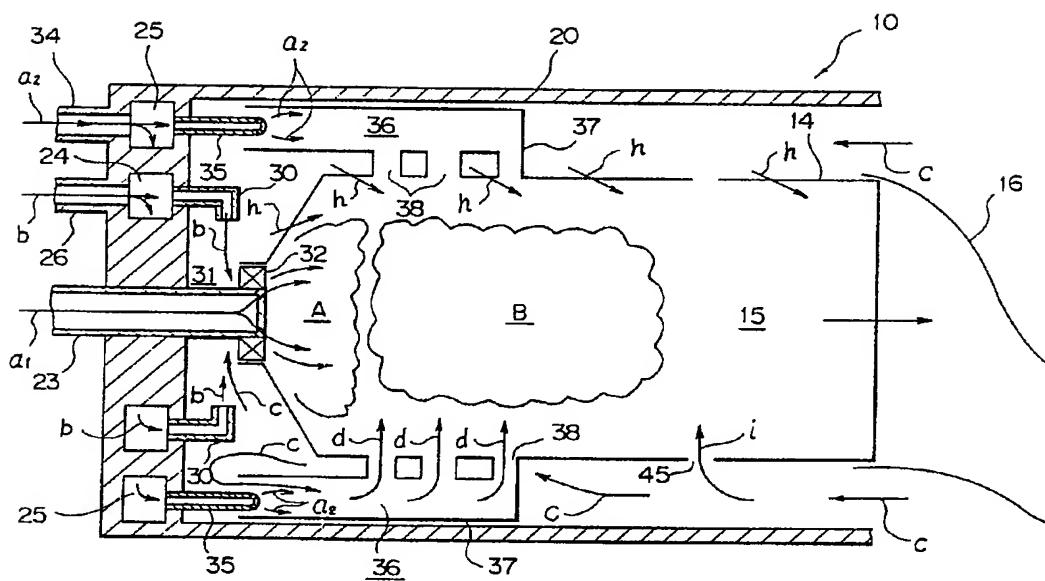
第1図はこの発明に係るガスタービン燃焼器の一実施例を示す縦断面図、第2図は上記ガスタービン燃焼器の制御系統を示す図、第3図は上記ガスタービン燃焼器を備えたガスタービンプラントを示す断面図、第4図はガスタービン燃焼器の種類別の燃焼ガス温度分布曲線をそれぞれ示す概略図、第5図は第1段燃料流量の制限値を示す説明図、第6図は予混合気の当量比の制限値を示す説明図、第7図は水蒸気流量の制限値を示す説明図、第8図は水蒸気流量と $NO_x$ 濃度の関係を示す概略図、第9図(A)はこの発明に係るガスタービン燃焼器における負荷と燃料流量および水蒸気流量との関係を示す概略図、第9図(B)は第9図(A)における $NO_x$ 濃度変化を示す概略図、第10図は従来の1段のガスタービン燃焼器を示す縦断面図、第11図(A)および(B)は従来の

2段予混合燃焼器における負荷と第1段および第2段の燃料配分の関係、ならびにそのときの $NO_x$ 濃度の関係をそれぞれ示す図である。

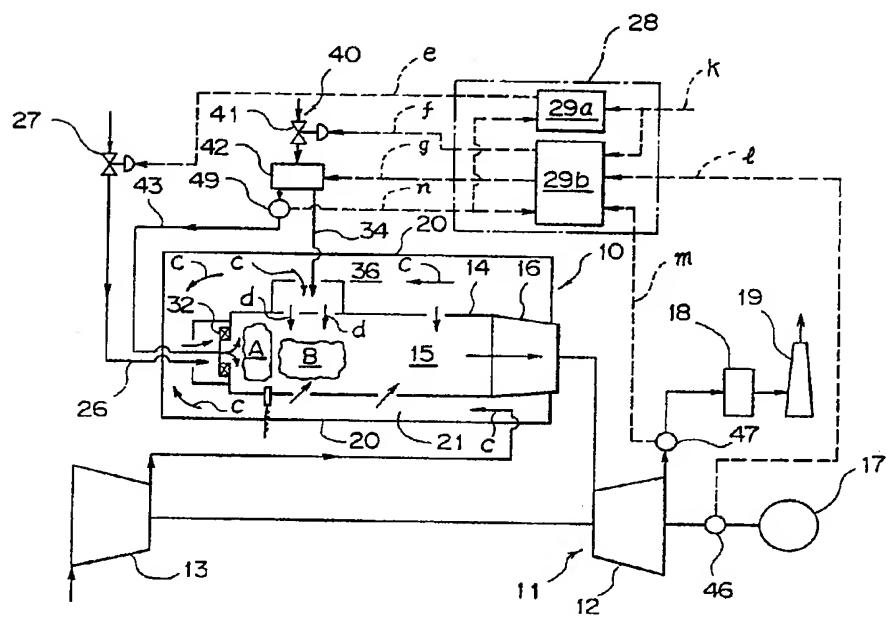
10…ガスタービン燃焼器、11…ガスタービンプラント、12…ガスタービン、1…コンプレッサ、14…燃焼器ライナ(内筒)、15…燃焼室、16…トランジションピース、17…発電機、18…脱硝装置、20…外壁、21…流路、23…第1段燃料ノズル、24…蒸気ヘッダ、25…第2段燃料ヘッダ、27…流量調節弁、28…制御演算器、29a…蒸気流量制御部、29b…燃料流量制御部、30…噴射ノズル、31…ヘッド空間、32…スワラー、36…予混合室、37…予混合ケーシング、38…予混合気噴出口、40…燃料系統、41…全燃料流量調節弁、42…燃料分配装置、A…第1段燃焼域、B…第2段燃焼域、47…ガスタービン排気温度検出器、48…第1段燃料流量計。



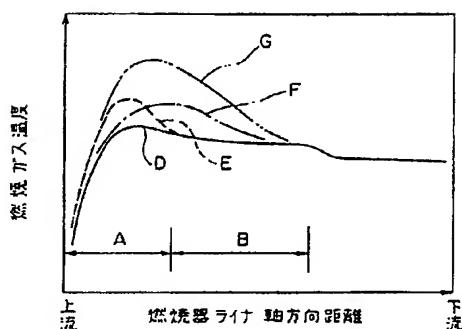
第3図



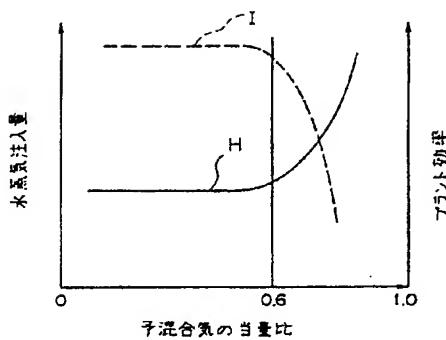
### 第 1 図



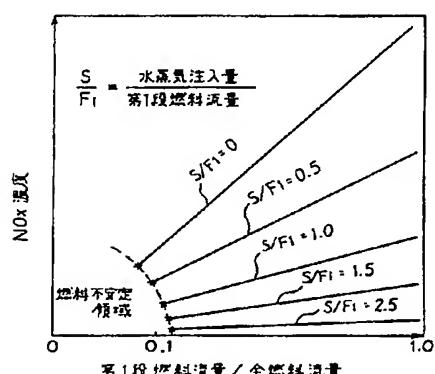
## 第 2 図



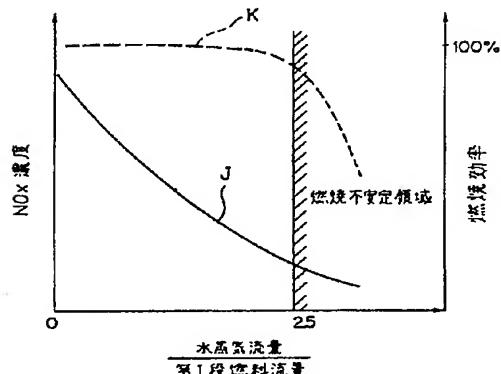
第4図



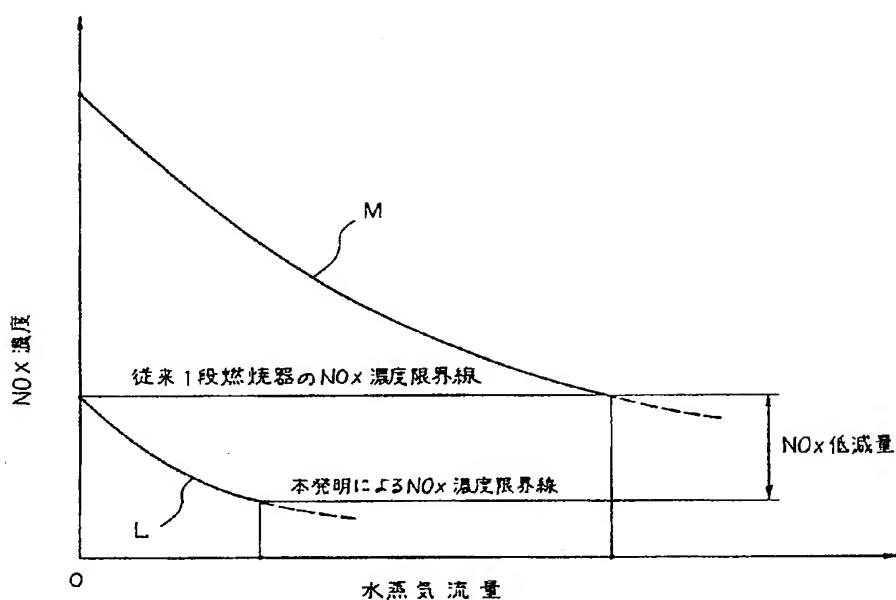
第6図



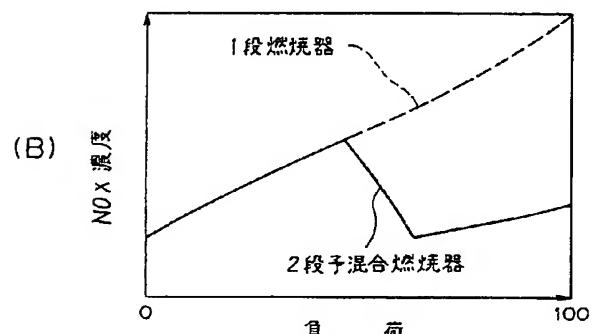
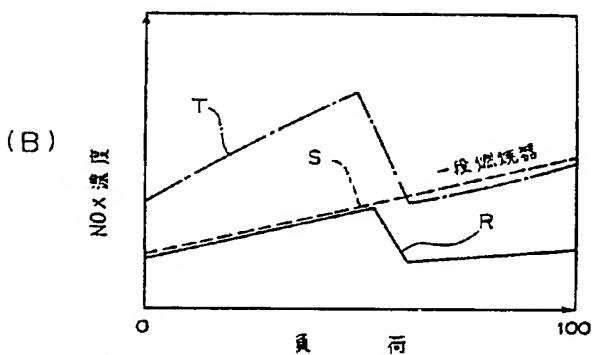
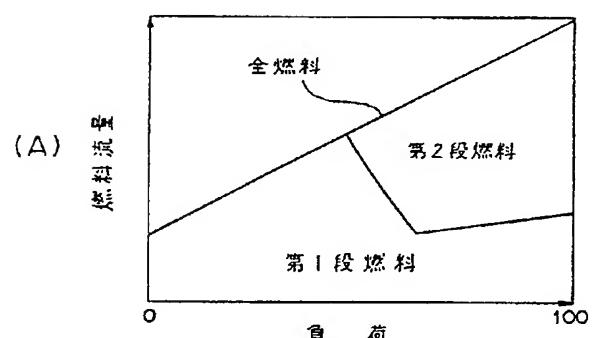
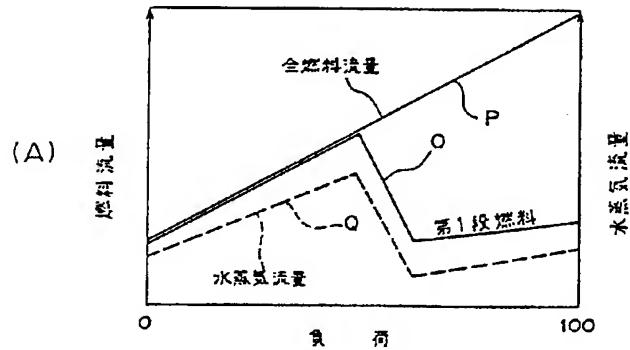
第5図



第7図

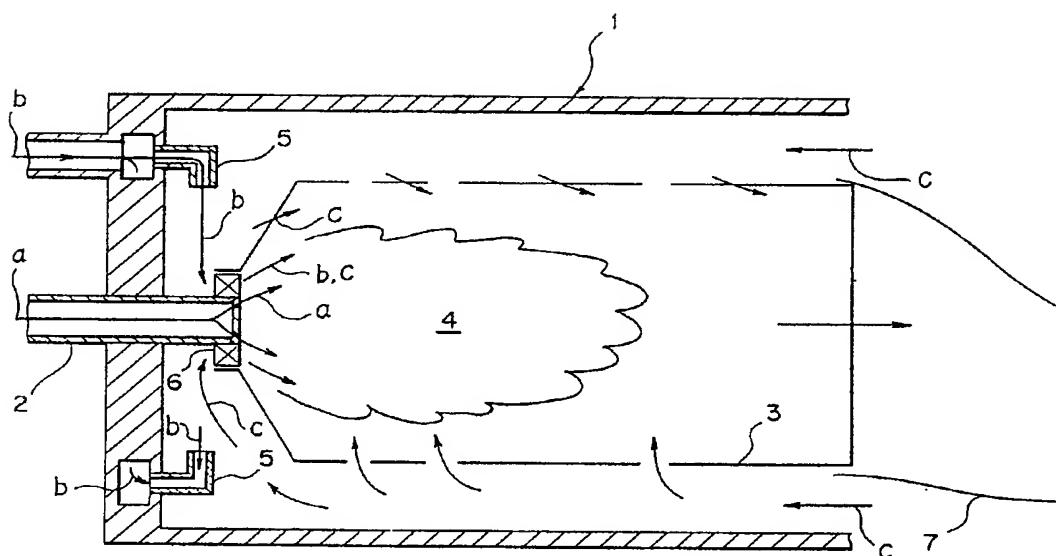


第8図



第 9 図

第 11 図



第 10 図